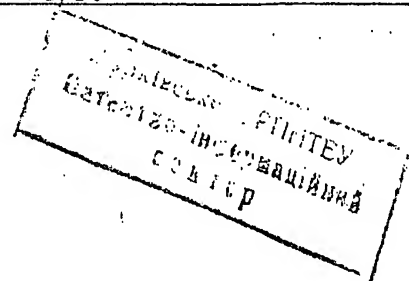




(19) RU (11) 2050440 (13) C1
(51) 6 F 01 D 25/30



Комитет Российской Федерации
по патентам и товарным знакам

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ к патенту Российской Федерации

1

2

(21) 94017486/06

(22) 130594

(46) 20.12.95 Бюл. № 35

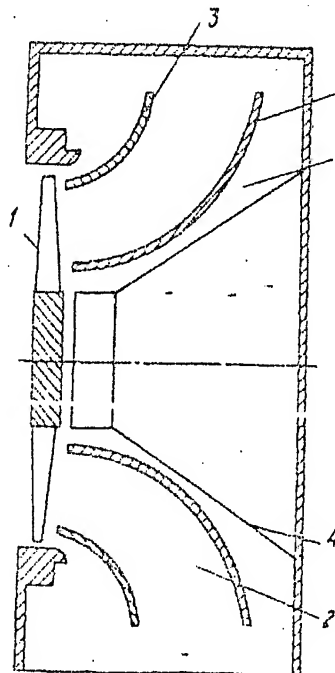
(76) Зарянкин Аркадий Ефимович; Парамонов Андрей Неонович

(56) Авторское свидетельство СССР N 832129, кл. F 01D 25/30, опублик. 1981.

(54) ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ
ТУРБИНЫ

(57) Использование: в энергетическом машиностроении, преимущественно при конструировании проточных частей цилиндров низкого давления и выпускных патрубков турбин. Сущность изобретения: в проточной части низкого давления турбины, содержащей рабочее колесо 1 последней ступени,

диффузор 2, образованный внешним 3 и внутренним 4 обводами, и направляющее кольцевое ребро 5, образующее с внутренним обводом дополнительный канал 6, внешний обвод диффузора 2 выполнен с отрицательной перекрышей по отношению к рабочему колесу 1 последней ступени, а направляющее ребро 5 выполнено так, что основная площадь, образованная им и внутренним обводом 4 канала, не превышает 10% от выходной площади рабочего колеса 1, что позволяет обеспечить равномерное поле на входе в диффузор 2, повысить надежность работы турбины и избежать заклинивание патрубка при больших скоростях выхода пара из ступени. 2 ил.



Фиг. 1

BEST AVAILABLE COPY
RU 2050440
C1

Изобретение относится к энергетическому машиностроению и может быть использовано при конструировании проточных частей низкого давления паровых турбин.

Известна проточная часть низкого давления турбины, содержащая рабочее колесо последней ступени и диффузор, образованный внешним и внутренним обводами.

Недостатком такого технического решения является то, что из рабочего колеса последней ступени поток выходит с большой неравномерностью поля скоростей, которая вызывает резкое снижение эффективности работы диффузора выхлопного патрубка. Кроме того, на формирование поля скоростей на входе в диффузор патрубка большое влияние оказывает сверхзвуковая кольцевая струя, обусловленная проточкой пара из периферии последней ступени, которая уменьшает проходную площадь диффузора и может вызвать заклинивание патрубка.

Наиболее близким к изобретению техническим решением является проточная часть низкого давления турбины, содержащая рабочее колесо последней ступени, диффузор, образованный внешним и внутренним обводами, и направляющее кольцевое ребро.

Недостатком данного технического решения является то, что направляющее кольцевое ребро, делящее канал на два диффузорных канала, не устраняет неравномерности потока на входе в диффузор, так как основные нарушения структуры потока сосредоточены в периферийной и прикорневой областях выходного сечения рабочего колеса.

Техническая задача предлагаемого технического решения состоит в снижении потерь энергии и повышении надежности работы лопаточного аппарата последней ступени турбины.

Технический результат, получаемый при использовании предлагаемого технического решения, состоит в обеспечении равномерного поля скоростей на входе в диффузор выхлопного патрубка, устранении влияния сверхзвуковой кольцевой струи на работу диффузора и сбросе заторможенного слоя потока из прикорневой зоны рабочего колеса через дополнительный канал, образованный направляющим кольцевым ребром и внутренним обводом диффузора.

Предлагаемое техническое решение обеспечивается тем, что в проточной части низкого давления турбины внешний обвод диффузора выполнен с отрицательной пере-

су последней ступени, а направляющее кольцевое ребро выполнено таким образом, что входная площадь образованного им с внутренним обводом канала не превышает 10% от выходной площади рабочего колеса.

Сущность изобретения заключается в том, что проточная часть низкого давления турбины содержит рабочее колесо последней ступени, диффузор, образованный внешним и внутренним обводами, и направляющее кольцевое ребро, образующее с внутренним обводом дополнительный канал.

Новым является то, что внешний обвод диффузора выполнен с отрицательной перекрышей по отношению к рабочему колесу последней ступени, а направляющее кольцевое ребро выполнено таким образом, что входная площадь образованного им с внутренним обводом канала не превышает 10% от выходной площади рабочего колеса. В результате наличия этих существенных признаков проточная часть низкого давления турбины приобретает новые свойства: обеспечение равномерного поля скоростей на входе в диффузор патрубка, сброс сверхзвуковой периферийной струи в корпус патрубка, минуя диффузор, сброс заторможенной части потока из прикорневой зоны через канал, образованный направляющим кольцевым ребром и внутренним обводом диффузора.

Предлагаемая проточная часть низкого давления турбины приведена на фиг. 1 в разрезе.

Проточная часть содержит рабочее колесо 1 последней ступени, диффузор выхлопного патрубка 2, внешний обвод 3, внутренний обвод 4, направляющее кольцевое ребро 5, канал 6, образованный кольцевым ребром и внутренним обводом.

Главной отличительной чертой работы проточной части низкого давления турбины является то, что последняя ступень цилиндра низкого давления работает в условиях, значительно отличающихся от условий работы промежуточных ступеней, так как за ней располагается выхлопной патрубок и его аэродинамические характеристики существенно образом влияют не только на экономичность, но и на надежность ступени.

Стремление в максимальной степени снизить сопротивление в системе выхлопа из турбины и обеспечить восстановление кинетической энергии потока в потенциальную привело к созданию диффузорных выхлопных патрубков. Однако на входе в диффузор поле скоростей имеет ярко выраженный пространственный характер с

очень большой разницей в абсолютных значениях скоростей. Именно этим обстоятельством в первую очередь объясняется сравнительно низкий уровень восстановления в выхлопных патрубках паровых турбин.

Отмеченное нарушение входного поля скоростей определяется в первую очередь особенностями течения как у вершины лопатки последней ступени, так и у ее корня.

В области периферийных сечений происходит сильный разрыв скоростей, обусловленный тем обстоятельством, что скорость потока при выходе из периферийного радиального зазора намного превышает скорость выхода пара из последней ступени и для большинства ступеней превышает скорость звука. В результате исключается возможность плавного торможения потока на внешнем обводе диффузора и возникает достаточно сложная картина течения, которая наглядно иллюстрируется фиг. 2. На внешнем обводе диффузора происходит интенсивное ускорение потока с последующим торможением в почти прямом скачке уплотнения. Столь резкое повышение давления влечет за собой отрыв потока от стенок канала. Поскольку отрыв потока влечет за собой нарушение стационарности течения во всей рассматриваемой области, то неизбежно появляются заметные динамические усилия и на лопатках последней ступени турбины.

Таким образом, традиционная схема осерадиального диффузора является в известной степени вредной и нуждается в серьезной корректировке.

Заметное нарушение поля скоростей на входе в диффузор и в самом диффузорном канале происходит и в области корневых сечений лопатки последней ступени. Эти нарушения обусловлены, с одной стороны, повышенными концевыми потерями, связанными с особенностями течения пара в длинных лопатках, а с другой стороны, они являются следствием конструктивных особенностей выхлопного патрубка. К таким особенностям в первую очередь следует отнести форму внутренней поверхности корпуса патрубка. Указанная поверхность в большинстве случаев представляет собой сочетание нескольких конических поверхностей, причем угол наклона образующей конуса по отношению к продольной оси машины достигает 30-35°. Уменьшить этот угол при наличии заднего подшипника, встроенного в корпус патрубка, без увеличения длины ротора практически невозможно. В результате и в области корневого сечения лопатки происходит сильное возмущение поля скоростей, не позволяющее ис-

пользовать теоретические возможности используемых диффузоров.

В предлагаемой конструкции предлагается следующий путь решения проблемы повышения надежности и экономичности цилиндров низкого давления мощных паровых турбин.

Внешний обод диффузора устанавливается по отношению к рабочим лопаткам последней ступени с отрицательной перекрывающей, что позволяет сбросить периферийную часть потока, включая и сверхзвуковую струю, выходящую из радиального зазора, непосредственно в корпус патрубка, минуя диффузорный канал. Таким образом удается заметно снизить периферийную неравномерность потока перед входным сечением диффузора, исключить появление на внешнем его обводе местных сверхзвуковых зон и обеспечить аэродинамическое уплотнение входного сечения диффузора. Последнее обстоятельство весьма важно, так как присос пара из корпуса резко снижает степень восстановления давления, а жесткое крепление внешнего обода диффузора с обоймой последней ступени выполнить крайне сложно.

При качественной оценке величины отрицательной перекрыши следует исходить из следующих соображений. В соответствии с изложенным выше рассматриваемая перекрыша обязательно должна превышать величину радиального зазора между лопаткой последней ступени и обоймой корпуса. Однако она не должна быть очень большой, так как кинетическая энергия сбрасываемого мимо диффузора потока теряется полностью.

Исходя из экономической целесообразности, максимальная перекрыша не должна превышать 10% от высоты рабочей лопатки последней ступени. Если рассматривать распределение влагосодержания пара по высоте лопатки, то именно на этом расстоянии сосредоточена основная часть крупнодисперсной влаги и ее сброс из проточной части диффузора компенсирует указанные выше потери с выходной скоростью.

Аналогично решается проблема снижения входной неравномерности потока перед диффузором и в корневой области, где устанавливается плавный криволинейный внутренний обод осерадиального диффузора. Этот обод отсекает прикорневую область с повышенными потерями энергии от основного потока и образует с поверхностью конической внутренней втулки самостоятельный канал.

Поскольку зона повышенных потерь энергии и соответственно область максимальной прикорневой неравномерности не превышает 10% от общей высоты лопатки,

то именно на этом расстоянии от корня следует устанавливать внутренний обвод диффузора. В результате обеспечивается сравнительно равномерное поле скоростей перед осециркуляционным диффузором, плавные обводы которого позволяют снизить коэффициент полных потерь до 50–60%. С учетом добавочных потерь, связанных с бездиффузорным сбросом потока из периферийной и прикорневой областей, коэффициент полных потерь повышается до 70%.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ, содержащая рабочее колесо последней ступени, диффузор, образованный внешним и внутренним обводами, и направляющее кольцевое ребро, образующее с внутренним обводом дополнительный канал, отличающаяся

Важным качеством предлагаемой диффузорной системы является ее способность ликвидировать эффект заклинивания выхлопного патрубка при больших скоростях выхода пара из последней ступени. Если обычно заклинивание патрубка происходит при средней безразмерной скорости M_2 за ступенью, равной $M_2 = 0,65-0,7$, то при использовании описанного диффузора эффект заклинивания отсутствует даже при $M_2 = 0,87$.

яся тем, что внешний обвод выполнен с отрицательной перекрышей по отношению к рабочему колесу последней ступени, а направляющее кольцевое ребро выполнено таким образом, что выходная площадь образованного им с внутренним обводом канала не превышает 10% от выходной площади рабочего колеса.

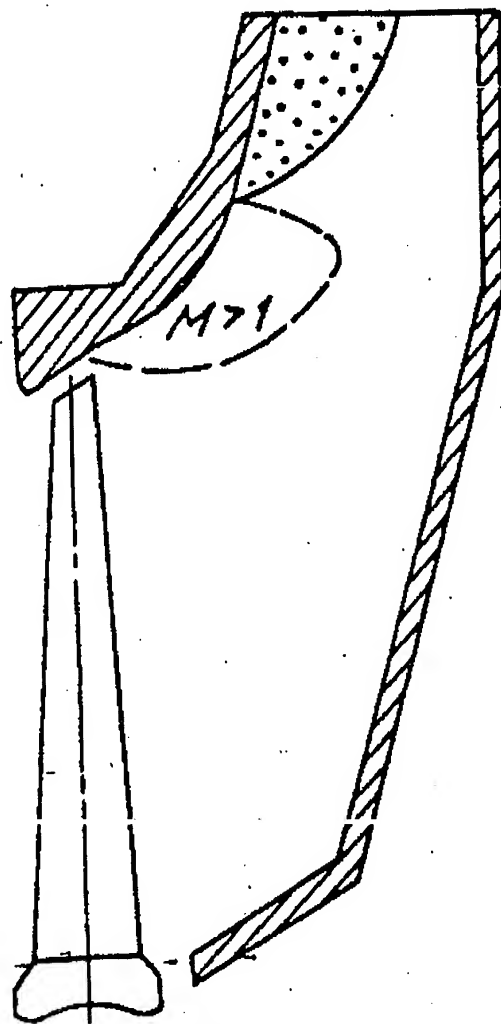


Fig. 2

BEST AVAILABLE COPY